

**MULTISTAGE TRANSMISSION FOR AUTOMOBILE**

**Patent number:** JP2001295898  
**Publication date:** 2001-10-26  
**Inventor:** HOSONO KIYOHITO  
**Applicant:** AICHI MACH IND CO LTD  
**Classification:**  
- international: F16H3/091; F16H3/083; F16H3/085  
- european:  
**Application number:** JP20000114957 20000417  
**Priority number(s):**

**Abstract of JP2001295898**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To increase the speed reducing ratio of the first speed and the reverse without increasing the length in the shaft direction of a transmission in relation to a twin clutch type multistage transmission.

**SOLUTION:** A driving gear G1 for odd stages is borne by a first input shaft X1 connected to a first clutch disc D1, gears G2 and G3 for even stages are borne by a second input shaft X2 connected to a second clutch disc D2, a gear G4 for high-speed stages such as the fifth speed or above is additionally borne by the input shaft X2, and the rotation from an auxiliary shaft XS is transmitted to the second input shaft through the gear G4 other than the gear G2 for the second speed.



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2001-295898  
(P2001-295898A)

(43) 公開日 平成13年10月26日 (2001. 10. 26)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テマコード* (参考)
F 1 6 H	3/091	F 1 6 H	3 J 0 2 8
	3/083		
	3/085		

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願2000-114957(P2000-114957)

(22) 出願日 平成12年4月17日 (2000. 4. 17)

(71) 出願人 390009896

愛知機械工業株式会社

名古屋市熱田区川並町 2 番12号

(72) 発明者 細野 清仁

愛知県名古屋市熱田区川並町 2 番12号 愛  
知機械工業株式会社内

(74) 代理人 100075476

弁理士 宇佐見 忠男

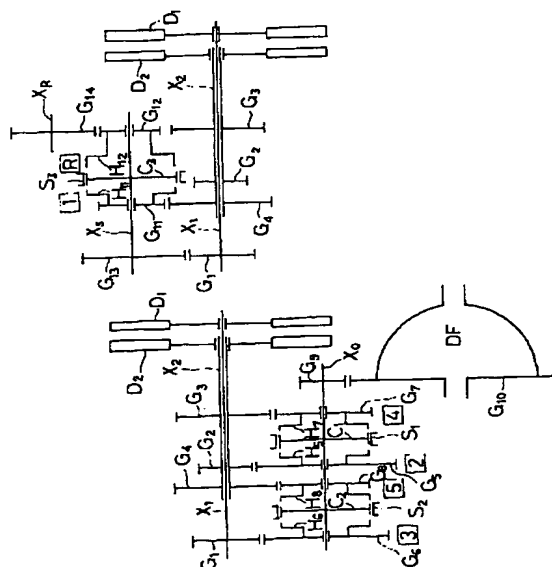
F ターム (参考) 3J028 EA25 EA30 EB07 EB08 EB09  
EB13 EB37 FA06 FA12 FB06  
FB12 FC32 FC42 FC57 FC65  
FC66

(54) 【発明の名称】 自動車用多段変速機

(57) 【要約】

【課題】 本発明はツインクラッチ式の多段変速機において、変速機の軸方向の長さを長くすることなく、1速およびリバースの減速比を大きくとることを課題とする。

【解決手段】 第1のクラッチ板D<sub>1</sub>に連結する第1入力軸X<sub>1</sub>には奇数段用駆動歯車G1を担持させ、第2のクラッチ板D<sub>2</sub>に連結する第2入力軸X<sub>2</sub>には偶数段用歯車G2、G3を担持させるが、更に該入力軸X<sub>2</sub>には5速あるいはそれ以上の高速段用歯車G4を担持させ、副軸X<sub>s</sub>からの回転は2速用歯車G2以外の歯車G4を介して第2入力軸に伝達する。



X1: 第1入力軸 X2: 第2入力軸  
X0: 出力軸 Xs: 副軸 XR: アイドラ軸  
G: 歯車 S: スリーブ H: ハブ C: カップリング  
D1: 第1クラッチ板 D2: 第2クラッチ板

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】第1クラッチ板と第2クラッチ板と、第1クラッチ板に連結した第1入力軸と、第2クラッチ板に連結した第2入力軸と、第1入力軸から第2入力軸に回転を伝達する副軸と、第1入力軸から副軸を介して第2入力軸に伝達される回転を反転するアイドル軸と、該第1入力軸または第2入力軸からの回転を差動装置に伝達する出力軸とを具備し、第1入力軸と第2入力軸とは同心的に配され、上記第1入力軸にはリバース、1速および3速用の駆動歯車が担持され、上記第2入力軸には2速、4速、5速および5速以上の高速な変速段用の駆動歯車が取付けられ、上記副軸には第1入力軸の歯車に噛合して第1入力軸の回転を副軸に伝達する歯車と、第2入力軸の2速用歯車以外の歯車を1速用被駆動歯車として該歯車に噛合する1速用駆動歯車と、アイドル軸の歯車に噛合するリバース用駆動歯車と、該1速用歯車と該リバース用歯車とをセレクトするスリーブ付カップリングとが担持され、上記アイドル軸の歯車はリバース時に被駆動歯車となる第2入力軸の2速用歯車以外の歯車と噛合し、上記出力軸には2速、3速、4速、5速および5速以上の高速な変速段用の被駆動歯車と、該歯車の一つをセレクトするスリーブ付カップリングと、差動装置に回転を伝達する歯車とが担持され、各歯車は第1入力軸および第2入力軸の対応する各駆動歯車が噛合していることを特徴とする多段変速機

【請求項2】上記出力軸に加えて更にもう一つの出力軸を追加し、該出力軸に2速用被駆動歯車と6速あるいは6速よりも高速なすべての変速段用歯車を担持させた請求項1に記載の自動車用多段変速機

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明はツインクラッチ式の変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来のツインクラッチ式の変速機は2枚のクラッチ板と、該クラッチ板に連結される2本の入力軸と、一方の入力軸（第1入力軸）の回転を他方の入力軸（第2入力軸）に伝達するための副軸および該回転を反転させるアイドル軸と、第2入力軸から回転が伝達される出力軸とを具備し、第1入力軸には奇数段用（1速、3速、5速用）の歯車が担持され、第2入力軸には偶数段用（2速、4速用）の歯車が担持されている。上記構成では1速の場合には副軸の1速用駆動歯車から第2入力軸の4速用駆動歯車（1速用被駆動歯車になる）を介して第2入力軸へ回転を伝達し、更に2速用駆動歯車を介して出力軸に伝達する。リバースの場合には副軸のリバース用駆動歯車からアイドル軸の歯車で回転を反転させて第2入力軸の4速用駆動歯車を介して第2入力軸に回転を伝達し、更に2速用駆動歯車を介して出力軸に伝達するか、あるいはアイドル軸の歯車の回転を直接

出力軸の2速用被駆動歯車に伝達する。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記従来の構成では1速の場合に第2入力軸の2速用歯車を利用して出力軸へ回転を伝達するために、第1入力軸から副軸を介して第2入力軸に回転を伝達するまでにある程度減速されていなければ、1速としての必要な歯車比を得ることが出来ない。そのためには第1入力軸の回転を副軸に伝達する駆動歯車のピッチ径は、第2入力軸の副軸からの回転が伝達される被駆動歯車のピッチ径よりも小さいことが要求される。上記ピッチ径の差が小さいと第1入力軸から副軸を介して第2入力軸へ回転を伝達する際の減速比が十分に得られず、第2入力軸から出力軸への回転伝達に第2入力軸の2速用駆動歯車と出力軸の2速用被駆動歯車との減速比をかけ合わせても、1速として必要な大きい減速比が得られにくい。前進5段の場合には第1入力軸のピッチ径の小さい3速用駆動歯車を利用して副軸へ回転を伝達し、更に第2入力軸のピッチ径の大きい4速用駆動歯車を副軸からの回転を伝達する被駆動歯車として利用する。第1入力軸に副軸へ回転を伝達するための歯車や第2入力軸に副軸からの回転を伝達するための歯車を専用に設けることは変速機の軸方向の長さ短縮と云う目的に反し、かつ構造簡素化の妨げとなる。したがって上記したように第1入力軸の3速用駆動歯車と第2入力軸の4速用駆動歯車を利用するのであるが、3速用歯車比と4速用歯車比との差は一般的に小さく、そのためにピッチ径の差も小さくなり、3速用駆動歯車から4速用駆動歯車までの減速比、即ち第1入力軸から副軸を介して第2入力軸までの減速比が十分とれず、その結果1速としての大きな減速比が得られないと云う問題が発生する。更にリバースを実現するためには前記したように第1入力軸の3速用駆動歯車から副軸を介して出力軸の2速用被駆動歯車に逆回転を伝達して必要な減速比を得るか、あるいは第1入力軸の3速用駆動歯車から副軸、アイドル軸を介して反転した回転を第2入力軸の2速用駆動歯車に伝達し、その該2速用歯車比を利用して必要な減速比を得ることになる。前者の方法では副軸に第1入力軸の3速用駆動歯車と噛合する歯車と出力軸の歯車と噛合する歯車とを担持させる必要があり、同時に1速の実現のために副軸に1速用駆動歯車、第2入力軸に1速用被駆動歯車を担持させる必要があり、これを両立させるためには設計の自由度はかなり制限される。後者の方法では第2入力軸の2速用駆動歯車のピッチ径が小さいので、アイドル軸の歯車を介して第2入力軸の2速用駆動歯車を駆動する副軸の歯車のピッチ径を出来るだけ小さくしてここでの減速比を1以上にしようとすると、副軸自体が細くなって強度上不利になり、したがって減速比は自ずから限界がある。そこで第1入力軸の3速用駆動歯車から副軸へ回転を伝達する際の減速比を大きくして減速比を補完しようとすると、副軸には大径な歯車

が必要となり、副軸と入力軸との軸間距離が拡大し、更に1速との両立を考慮すると設計の自由度はかなり制限される。いずれにしてもリバースの場合も大きな減速比を得ることは困難である。第2入力軸に6速用駆動歯車を担持させて6段変速とすると、副軸からの回転が伝達される被駆動歯車としてピッチ径の大きい6速用駆動歯車や4速用駆動歯車を利用することが出来、第1入力軸の3速用駆動歯車とのピッチ径の差が拡がり、上記問題は軽減されるが、その代わりに変速機の軸方向の長さが長くなると云う新たな問題が発生する。

【0004】

【課題を解決するための手段】本発明は上記従来の課題を解決するための手段として、第1クラッチ板 $D_1$ と第2クラッチ板 $D_2$ と、第1クラッチ板 $D_1$ に連結した第1入力軸 $X_1$ と、第2クラッチ板 $D_2$ に連結した第2入力軸 $X_2$ と、第1入力軸 $X_1$ から第2入力軸 $X_2$ に回転を伝達する副軸 $X_s$ と、第1入力軸 $X_1$ から副軸 $X_s$ を介して第2入力軸 $X_2$ に伝達される回転を反転するアイドラ軸 $X_R$ と、該第1入力軸 $X_1$ または第2入力軸 $X_2$ からの回転を差動装置 $D_F$ に伝達する出力軸 $X_o$ とを具備し、第1入力軸 $X_1$ と第2入力軸 $X_2$ とは同心的に配され、上記第1入力軸 $X_1$ にはリバース、1速および3速用の駆動歯車 $G_1$ が担持され、上記第2入力軸 $X_2$ には2速、4速、5速および5速以上の高速な変速段用の駆動歯車 $G_2$ 、 $G_3$ 、 $G_4$ が取付けられ、上記副軸 $X_s$ には第1入力軸 $X_1$ の歯車 $G_1$ に噛合して第1入力軸 $X_1$ の回転を副軸 $X_s$ に伝達する歯車 $G_{13}$ と、第2入力軸 $X_2$ の2速用歯車以外の歯車を1速用被駆動歯車として該歯車に噛合する1速用駆動歯車 $G_{11}$ と、アイドラ軸 $X_R$ の歯車 $G_{14}$ に噛合するリバース用駆動歯車 $G_{12}$ と、該1速用歯車 $G_{11}$ と該リバース用歯車 $G_{12}$ とをセレクトするスリーブ $S_3$ 付カップリング $C_3$ とが担持され、上記アイドラ軸 $X_R$ の歯車 $G_{14}$ はリバース時に被駆動歯車となる第2入力軸の2速用歯車以外の歯車と噛合し、上記出力軸 $X_o$ には2速、3速、4速、5速および5速以上の高速な変速段用の被駆動歯車 $G_5$ 、 $G_6$ 、 $G_7$ 、 $G_8$ と、該歯車の一つをセレクトするスリーブ $S_1$ 、 $S_2$ 付カップリング $C_1$ 、 $C_2$ と、差動装置 $D_F$ に回転を伝達する歯車 $G_9$ とが担持され、各歯車 $G_5$ 、 $G_6$ 、 $G_7$ 、 $G_8$ は第1入力軸 $X_1$ および第2入力軸 $X_2$ の対応する各駆動歯車 $G_1$ 、 $G_2$ 、 $G_3$ 、 $G_4$ が噛合している多段変速機を提供するものである。

【0005】6段以上の高速段変速機の場合には、上記出力軸 $X_o$ に加えて更にもう一つの出力軸 $X'_o$ を追加し、該出力軸 $X'_o$ に2速用被駆動歯車 $G_5$ と6速あるいは6速よりも高速なすべての変速段用歯車 $G_{16}$ を担持させる。

【0006】

【発明の実施の形態】本発明の第1実施例を図1に示す。図において $D_1$ はリバース、1速、3速の駆動を行

う第1クラッチ板であり、 $D_2$ は2速、4速、5速、および5速よりも高速なすべての変速段の駆動を行う第2クラッチ板である。

【0007】第1クラッチ $D_1$ には第1入力軸 $X_1$ が連結し、第2クラッチ $D_2$ には第2入力軸 $X_2$ が連結し、第2入力軸 $X_2$ は中空であり内部に第1入力軸 $X_1$ が挿通され、したがって第1入力軸 $X_1$ と第2入力軸 $X_2$ とは同心的に配置される。

【0008】第1入力軸 $X_1$ には3速および1速、リバース用駆動歯車 $G_1$ が固定的に取付けられており、第2入力軸 $X_2$ には2速用駆動歯車 $G_2$ 、4速用駆動歯車 $G_3$ 、5速用駆動歯車 $G_4$ が軸に対して固定的に取付けられている。

【0009】 $X_o$ は出力軸であり該出力軸 $X_o$ には2速用被駆動歯車 $G_5$ 、3速用被駆動歯車 $G_6$ 、4速用被駆動歯車 $G_7$ 、5速用被駆動歯車 $G_8$ が軸に対して回転自在に取付けられており、更に出力用歯車 $G_9$ が軸に対して固定的に取付けられている。上記歯車 $G_5$ 、 $G_6$ 、 $G_7$ 、 $G_8$ にはそれぞれハブ $H_5$ 、 $H_6$ 、 $H_7$ 、 $H_8$ が設けられており、歯車 $G_5$ 、 $G_7$ 間、歯車 $G_6$ 、 $G_8$ 間にはそれぞれスリーブ $S_1$ を有するカップリング $C_1$ 、スリーブ $S_2$ を有するカップリング $C_2$ が介在されている。そして歯車 $G_6$ は第1入力軸 $X_1$ の歯車 $G_1$ と噛合し、歯車 $G_5$ 、 $G_7$ 、 $G_8$ は第2入力軸 $X_2$ の歯車 $G_2$ 、 $G_3$ 、 $G_4$ にそれぞれ噛合し、歯車 $G_9$ は差動装置 $D_F$ の歯車 $G_{10}$ に噛合している。

【0010】 $X_s$ は副軸であり該副軸 $X_s$ には1速用被駆動歯車 $G_{11}$ 、リバース用被駆動歯車 $G_{12}$ が軸に対して回転自在に取付けられており、更に回転伝達用歯車 $G_{13}$ が軸に対して固定的に取付けられている。上記歯車 $G_{11}$ 、 $G_{12}$ にはそれぞれハブ $H_{11}$ 、 $H_{12}$ が設けられており、歯車 $G_{11}$ 、 $G_{12}$ 間にはスリーブ $S_3$ を有するカップリング $C_3$ が介在されている。そして歯車 $G_{13}$ は第1入力軸 $X_1$ の歯車 $G_1$ と噛合し、歯車 $G_{11}$ は第2入力軸 $X_2$ の歯車 $G_4$ が噛合している。即ち第2入力軸 $X_2$ の歯車 $G_4$ は5速用の他、1速の場合に副軸 $X_s$ の回転を第2入力軸 $X_2$ に伝える被駆動歯車として働く。

【0011】 $X_R$ はアイドラ軸であり該アイドラ軸 $X_R$ には反転歯車 $G_{14}$ が軸に対して固定的に取付けられており、該歯車 $G_{14}$ は第2入力軸 $X_2$ の歯車 $G_3$ に噛合している。即ち第2入力軸 $X_2$ の歯車 $G_3$ は4速用の他、リバースの場合に副軸 $X_s$ の回転をアイドラ軸 $X_R$ を介して第2入力軸 $X_2$ に伝える被駆動歯車として働く。

【0012】上記構成において、第2入力軸 $X_2$ の5速用駆動歯車 $G_4$ のピッチ径は、第1入力軸 $X_1$ の3速および1速、リバース用駆動歯車 $G_1$ のピッチ径よりも大きく、更に該歯車 $G_4$ のピッチ径は第2入力軸 $X_2$ の歯車 $G_3$ 、即ちリバース時に副軸 $X_s$ の回転をアイドラ軸

$X_R$  を介して第2入力軸 $X_2$  に伝える被駆動歯車として働く歯車G3のピッチ径よりも大きい。

【0013】以下に上記構成の動作を説明する。

〔1速〕スリーブ $S_3$  を1速用歯車G11側へスライドさせてカップリング $C_3$  と1速用歯車G11のハブH11とを接続する。第1入力軸 $X_1$  の回転は歯車G1より副軸 $X_s$  の歯車G13を介して副軸 $X_s$  に伝達され、更に副軸 $X_s$  の歯車G11より第2入力軸 $X_2$  の2速用駆動歯車G2以外の歯車G4を介して第2入力軸 $X_2$  に伝達される。更にスリーブ $S_1$  を2速用歯車G5側へスライドさせてカップリング $C_1$  と2速用歯車G5のハブH5とを接続すると、該第2入力軸 $X_2$  の回転は歯車G2より出力軸 $X$  の歯車G5を介して出力軸 $X$  に伝達され、該出力軸 $X$  の回転は歯車G9を介して差動装置DFの歯車G10に伝達される。

【0014】〔リバース〕スリーブ $S_3$  をリバース用歯車G12側へスライドさせてカップリング $C_3$  とリバース用歯車G12のハブH12とを接続する。そうすると副軸 $X_s$  の回転はアイドル軸 $X_R$  の歯車G14によって反転されて第2入力軸 $X_2$  の歯車G3を介して第2入力軸 $X_2$  に伝達され、第2入力軸 $X_2$  の回転はスリーブ $S_1$  を2速用歯車G5側へスライドさせてカップリング $C_1$  と2速用歯車G5のハブH5とを接続することにより歯車G2より出力軸 $X$  の歯車G5を介して出力軸 $X$  に伝達され、更に歯車G9を介して差動装置DFの歯車G10に伝達される。

【0015】〔2速〕スリーブ $S_1$  を2速用歯車G5側へスライドさせてカップリング $C_1$  と歯車G5のハブH5とを接続する。第2入力軸 $X_2$  の回転は歯車G2から出力軸 $X$  の歯車G5を介して出力軸 $X$  に伝達され、更に1速、リバースの場合と同様差動装置DFに伝達される。

【0016】〔3速〕スリーブ $S_2$  を3速用歯車G6側へスライドさせてカップリング $C_2$  と歯車G6のハブH6とを接続する。第1入力軸 $X_1$  の回転は出力軸 $X$  の歯車G6を介して出力軸 $X$  に伝達され、前記と同様差動装置DFに伝達される。

【0017】〔4速〕スリーブ $S_1$  を4速用歯車G7側へスライドさせてカップリング $C_1$  と歯車G7のハブH7とを接続する。この場合は第2入力軸 $X_2$  の回転は歯車G3から出力軸 $X$  の歯車G7を介して出力軸 $X$  に伝達され、前記と同様差動装置DFに伝達される。

【0018】〔5速〕スリーブ $S_2$  を5速用歯車G8側へスライドさせてカップリング $C_2$  と歯車G8のハブH8とを接続する。第2入力軸 $X_2$  の回転は歯車G4から出力軸 $X$  の歯車G8を介して出力軸 $X$  に伝達され、前記と同様差動装置DFに伝達される。

【0019】図2に本発明の他の実施例が示される。前実施例では副軸 $X_s$  を駆動するために第1入力軸 $X_1$  の歯車G1を使用した。本実施例では第1入力軸 $X_1$  に

副軸 $X_s$  駆動専用歯車G15を追加した。

【0020】歯車G1は出力軸 $X$  の3速用歯車G6と噛合している。しかし本実施例の場合には歯車G15は副軸 $X_s$  駆動専用であるから、歯車G1よりもピッチ径を小さくして1速およびリバースの減速比をより大きくとることが出来る。なお該歯車G15のピッチ径よりも第2入力軸 $X_2$  の歯車G4のピッチ径の方が当然大きい。

【0021】図3以下には6段変速機に関する実施例が示される。図3に示す実施例は図1に示す実施例を6段化したものであって、出力軸が長くないようにするために出力軸 $X'$  を1本追加し、該出力軸 $X'$  に2速用歯車G5と6速用歯車G16と差動装置駆動用歯車G17とを取付け、該歯車G5、G16間にそれぞれのハブH5、H16に接続するためのスリーブ $S_6$  を有するカップリング $C_6$  を介在させる。出力軸 $X$  にあっては2速用歯車G5を出力軸 $X'$  に移したので、4速用歯車G7と5速用歯車G8との間にそれぞれのハブH7、H8に接続するためのスリーブ $S_5$  を有するカップリング $C_5$  を介在させ、更に3速用歯車G6専用スリーブ $S_4$  を有するカップリング $C_4$  を取付けた。この実施例では第2入力軸 $X_2$  の5速用駆動歯車G4を6速用に共用している。

【0022】図4には6段変速機の他の実施例が示される。本実施例は図2に示す実施例を6段化したものであり、即ち図3に示す実施例において第1入力軸 $X_1$  に副軸 $X_s$  駆動専用歯車G18を追加し、該歯車G18を副軸 $X_s$  の歯車G13に噛合させる。

【0023】図5には6段変速機の更に他の実施例が示される。この実施例では図1に示す実施例を6段化したものであり、図3に示す実施例に6速駆動専用歯車G19を第2入力軸 $X_2$  に追加して歯車G4を5速用とし、該歯車G19を出力軸 $X'$  の6速用被駆動歯車G16に噛合させる。

【0024】図6には6段変速機の更に他の実施例が示される。本実施例は図2に示す実施例を6段化したものであり、図5に示す実施例において第1入力軸 $X_1$  に副軸 $X_s$  駆動専用歯車G18を追加し、該歯車G18を副軸 $X_s$  の歯車G13に噛合させる。

【0025】上記図3～図6に示す6段変速機の実施例では、1速駆動時の副軸 $X_s$  の回転は第2入力軸 $X_2$  の2速用駆動歯車G2以外の歯車G4に伝達されるが、該歯車G4のピッチ径は第1入力軸 $X_1$  の歯車G1またはG18のピッチ径よりも大きく、またリバース駆動時の副軸 $X_s$  の回転が伝達される第2入力軸 $X_2$  の歯車G3のピッチ径よりも大きい。

【0026】上記6段変速機において、2速の場合はスリーブ $S_6$  を歯車G5側へスライドさせてカップリング $C_6$  と歯車G5のハブH5とを接続し、第2入力軸 $X_2$  の回転を歯車G2、歯車G5を介して出力軸 $X'$  に伝

達し、6速の場合はスリーブS<sub>6</sub>を歯車G16側へスライドさせてカップリングC<sub>6</sub>と歯車G16のハブH16とを接続し、第2入力軸X<sub>2</sub>の回転を図3、図4に示す実施例では歯車G4、図5、図6に示す実施例では歯車G19から歯車G16を介して出力軸X'に伝達する。

【0027】上記実施例以外、6段変速機にあっては第2入力軸X<sub>2</sub>に2速用歯車G2、4速用歯車G3、5速および6速用歯車G4、あるいは図5、図6に示す実施例にあっては6速用歯車G19の位置を入れかえてもよい。

【0028】

【発明の効果】本発明では2速用駆動歯車G2が取付けられている第2入力軸X<sub>2</sub>に奇数段歯車である5速用歯車G4を取付け、1速の場合には該歯車G4は副軸X<sub>s</sub>の回転を第2入力軸X<sub>2</sub>に伝達する被駆動歯車としても働くから、第1入力軸X<sub>1</sub>の3速用歯車G1とのピッチ径差を大きくとることが出来る。したがって3速用駆動歯車G1から5速用駆動歯車G4までの減速比を大きくとることが可能となり、1速の場合には第2入力軸X<sub>2</sub>の回転は2速用歯車G2を介して出力軸X<sub>o</sub>に伝達するので、該歯車G2の歯車比を利用することによって減速比を大きくとることが出来る。

【0029】リバースの場合は副軸X<sub>s</sub>の回転をアイドル軸X<sub>r</sub>を介して第2入力軸X<sub>2</sub>に伝達するための被駆動歯車として4速用駆動歯車G3を使用するから、副軸X<sub>s</sub>の回転をアイドル軸X<sub>r</sub>に伝達するための歯車G12のピッチ径をさほど小さくしなくても、1速の場合と同等の減速比が得られ、更に1速の場合と同様2速用歯車G2によって出力軸X<sub>o</sub>に回転を伝達するので、リバースとしての減速比を大きくとることが出来る。

【0030】本発明では従来奇数段用駆動歯車を担持する第1入力軸X<sub>1</sub>から5速用歯車G4を偶数段用駆動歯車を担持する第2入力軸X<sub>2</sub>に移しただけであるから、従来に比して変速機の軸方向の長さの増加は殆んどな

く、また歯車G4を第2入力軸X<sub>2</sub>に移したことによって4速→5速の変速はツインクラッチ式の変速を行うことが出来ず、シングルクラッチ式の変速となるが、シングルクラッチ式変速の場合に変速性能として問題になる変速段は低速段側であり、4速→5速のような高速段側の変速では変速性能に関して殆んど問題がない。本発明では1速から4速までの変速はツインクラッチ式変速を適用するから変速性能の損失は最低限に抑えられる。

【0031】本発明では更に6速を追加する場合には出力軸を1本追加し、2速用歯車と6速用歯車とを追加した出力軸に担持させる。したがって6速を追加しても変速機の軸方向の長さは増加しない。

【図面の簡単な説明】

図1および図2は5段変速機の実施例に関するものである。

【図1】5段変速機の一実施例の説明図

【図2】他の実施例の説明図

図3～図6は6段変速機の実施例に関するものである。

【図3】6段変速機の一実施例の説明図

【図4】他の実施例の説明図

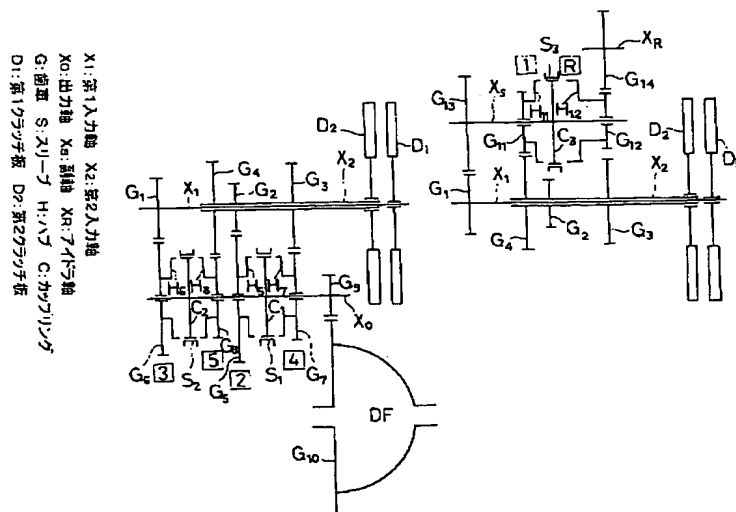
【図5】更に他の実施例の説明図

【図6】更に他の実施例の説明図

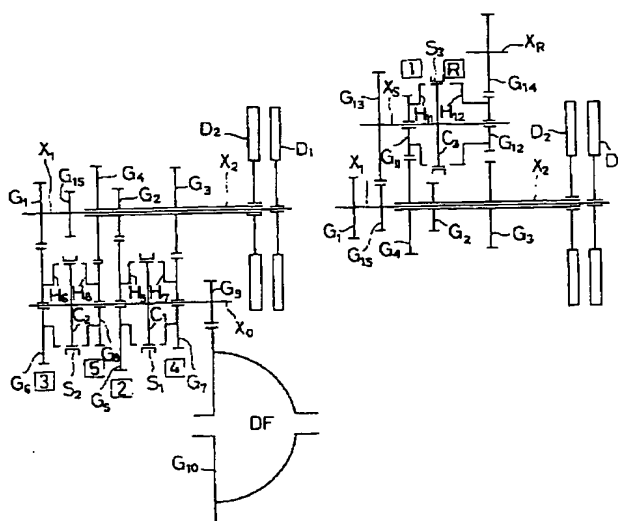
【符号の説明】

D <sub>1</sub>	第1クラッチ板
D <sub>2</sub>	第2クラッチ板
X <sub>1</sub>	第1入力軸
X <sub>2</sub>	第2入力軸
X <sub>o</sub>	出力軸
X <sub>s</sub>	副軸
X <sub>r</sub>	アイドル軸
G	歯車
S	スリーブ
H	ハブ
C	カップリング

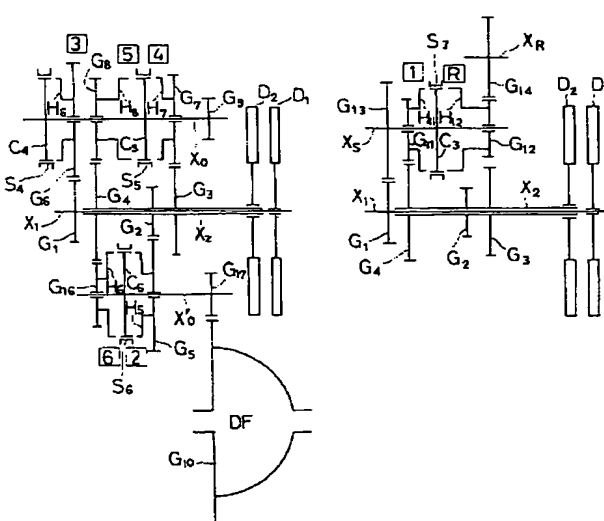
【図1】



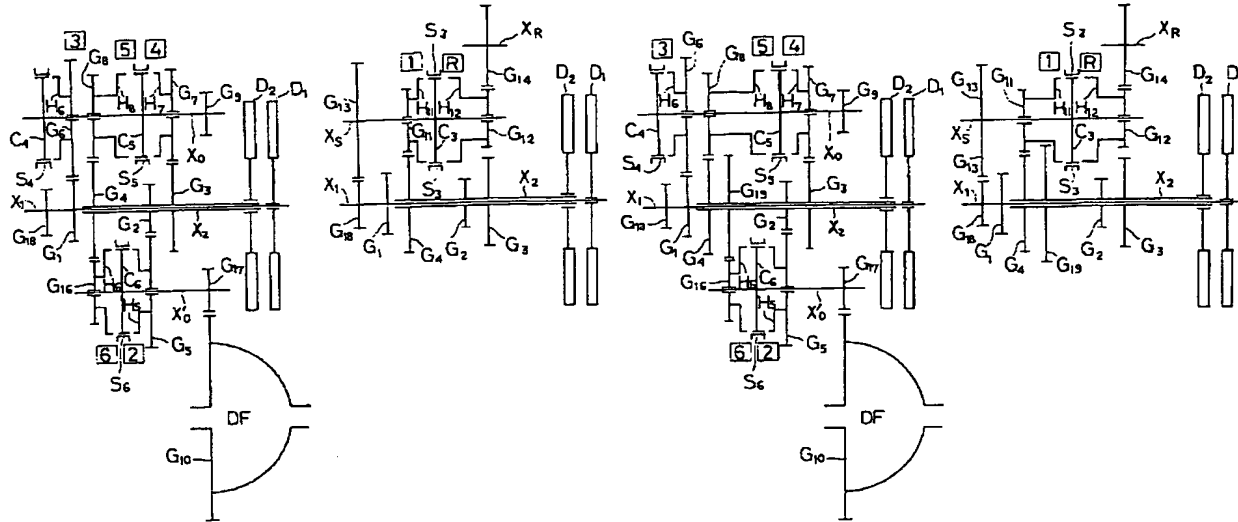
【図2】



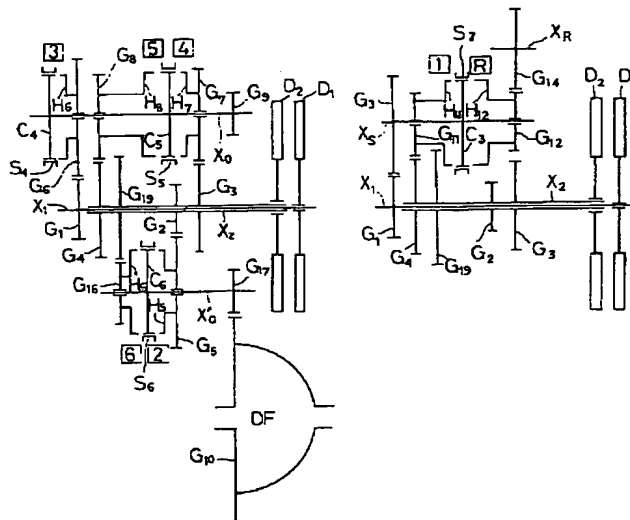
【図3】



【図6】



【図5】



【手續補正書】

【提出日】平成12年8月10日(2000. 8. 10)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】 0009

【補正方法】変更

【補正内容】

【０００９】X<sub>０</sub>は出力軸であり該出力軸X<sub>０</sub>には２速

用被駆動歯車G5、3速用被駆動歯車G6、4速用被駆動歯車G7、5速用被駆動歯車G8が軸に対して回転自在に取付けられており、更に出力用歯車G9が軸に対して固定的に取付けられている。上記歯車G5、G6、G7、G8にはそれぞれハブH5、H6、H7、H8が設けられており、歯車G5、G7間、歯車G6、G8間にはそれぞれスリーブS<sub>1</sub>を有するカップリングC<sub>1</sub>、スリーブS<sub>2</sub>を有するカップリングC<sub>2</sub>が介在されている。



(8) 001-295898 (P2001-29) 8

る。そして歯車G6は第1入力軸 $X_1$ の歯車G1と啮合し、歯車G5、G7、G8は第2入力軸 $X_2$ の歯車G

2、G3、G4にそれぞれ啮合し、歯車G9は差動装置DFの歯車G10に啮合している。